



TUGAS AKHIR

Rancang Bangun *Heat Exchanger* Jenis *Shell and Concentric Tube* Posisi Vertikal pada Produksi Teh Kemasan

MAULANI SAFITRI
NRP. 10 51 15 000 00 047

DOSEN PEMBIMBING
Ir. Heri Joestiono, M.T.
NIP. 19531116 198003 1 001

Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.
NPP. 1991201712053

PROGRAM STUDI DIII TEKNOLOGI INSTRUMENTASI
DEPARTEMEN TEKNIK INSTRUMENTASI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR

Rancang Bangun *Heat Exchanger* Jenis *Shell and Concentric Tube* Posisi Vertikal pada Produksi Teh Kemasan

MAULANI SAFITRI
NRP. 10 51 15 000 00 047

DOSEN PEMBIMBING
Ir. Heri Joestiono, M.T.
NIP. 19531116 198003 1 001

Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.
NPP. 1991201712053

PROGRAM STUDI DIII TEKNOLOGI INSTRUMENTASI
DEPARTEMEN TEKNIK INSTRUMENTASI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT

***Design of Heat Exchanger Shell and
Concentric Tube Type Vertical Position at
Packaging Tea Production***

**MAULANI SAFITRI
NRP. 10 51 15 000 00 047**

ADVISOR LECTURER
**Ir. Heri Joestiono, M.T.
NIP. 19531116 198003 1 001**

**Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.
NPP. 1991201712053**

***STUDY PROGRAM OF DIII INSTRUMENTATION TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF INSTRUMENTATION ENGINEERING
Faculty Of Vocation
Sepuluh November Institute of Technology
Surabaya 2018***

LEMBAR PENGESAHAN I

**"RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL*
AND CONCENTRIC TUBE POSISI VERTIKAL PADA
PRODUKSI TEH KEMASAN"**

TUGAS AKHIR

Oleh :
MAULANI SAFITRI
NRP.10511500000047

Surabaya, 16 Juli 2018
Mengetahui / Menyetujui

Pembimbing 1



Ir. Heri Joestiono, M.T.
NIP. 19531116 198003 1 001

Pembimbing 2



Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.
NPP. 1991201712053

Kepala Departemen Teknik
Instrumentasi ITS



Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc.
NIP. 19620822 198803 1 001

iii

LEMBAR PENGESAHAN II

"RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL* *AND CONCENTRIC TUBE* POSISI VERTIKAL PADA PRODUKSI TEH KEMASAN"

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memperoleh salah satu syarat
Untuk memperoleh gelar Ahli Madya
Pada
Program studi DIII Teknologi Instrumentasi
Departemen Teknik Instrumentasi
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MAULANI SAFITRI
NRP.10511500000047

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Heri Joestiono, M.T. (Pembimbing 1)
2. Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T. (Pembimbing 2)
3. Detak Yan Pratama, S.T., M.Sc. (Penguji 1)

SURABAYA
2018

RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL AND CONCENTRIC TUBE* POSISI VERTIKAL PADA PRODUKSI TEH KEMASAN

Nama Mahasiswa : Maulani Safitri
Nrp : 10511500000047
Departemen : Teknik Instrumentasi
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Heri Joestiono, M.T.
Dosen Pembimbing 2 : Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.

Abstrak

Dalam produksi teh siap minum tentunya menggunakan mesin *heat exchanger*, mesin ini berfungsi untuk melakukan perpindahan panas baik proses pendinginan ataupun pemanasan. *Heat exchanger* ini berfungsi untuk mempercepat proses pendinginan teh dari suhu 70°C menjadi suhu *set point* menjadi 30 – 35°C. Guna mencapai efisiensi yang lebih baik maka diperlukan perancangan yang baik dan sesuai dengan kapasitas yang dibutuhkan. Perancangan dilakukan dengan cara menentukan model *heat exchanger*, variabel proses (*set point* suhu, kapasitas, fluida yang dipergunakan), melakukan perhitungan, dan realisasi desain. Dari kegiatan perancangan yang telah dilakukan maka dapat diketahui bahwa dimensi *Shell* berbentuk tabung terbuat dari *aluminium* dengan ketebalan 2mm, panjang 0,3m, diameter 0.5m yang mampu menampung 35L air. Didalam *shell* akan mengalir fluida dingin berupa air dengan kisaran suhu ($T = 27^{\circ}\text{C}$), *Tube* berbentuk silindris, *tube* terbuat dari tembaga dengan panjang 15 m, diameter dalam 0.0127 cm, *tube* dibuat berbentuk *concentric* /spiral dengan keliling lingkaran sebesar 86.2 cm yang menghasilkan 17 lilitan *tube*. Didalam *tube* sendiri akan mengalir teh panas bersuhu ($T = 70^{\circ}\text{C}$). Dari hasil pengujian untuk mendinginkan teh dari suhu 70°C menjadi suhu *set point* (30 – 35°C) dengan suhu rata-rata pendinginan di suhu 28°C membutuhkan waktu 144s dan untuk hasil perhitungan *heat exchanger* menghasilkan *fouling factor* sebesar $0.20073 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}$ dan efisiensi sebesar 83.33%,

Kata Kunci : *heat exchanger*, perpindahan panas, perancangan,
shell and tube, *concentric tube*, *heat exchanger* posisi vertikal

**RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL*
AND CONCENTRIC TUBE POSISI VERTIKAL PADA
PRODUKSI TEH KEMASAN**

Nama Mahasiswa : Maulani Safitri
Nrp : 10511500000047
Departemen : Teknik Instrumentasi
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Heri Joestiono, M.T.
Dosen Pembimbing 2 : Sefi Novendra Patrialova, S.Si., M.T.

Abstract

In the production of ready-to-drink tea of course using a heat exchanger machine, this machine serves to perform heat transfer either cooling or heating process. This heat exchanger is used to accelerate the cooling process of tea from 70 °C to set point temperature to 30-35 °C. In order to achieve better efficiency, a good design is needed and in accordance with the required capacity. The design is done by determining the model of heat exchanger, process variabel (set point temperature, capacity, fluid used), calculation, and design realization. From the design activities that have been done it can be seen that the dimensions Shell tubular made of aluminum with a thickness of 2mm, length 0.3m, 0.5m diameter that can accommodate 35L of water. In the shell will flow cold fluid in the form of water with temperature range ($T = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$), Tube cylindrical shape, tube made of copper with a length of 15 m, inner diameter 0.0127 cm, tube made in the form of concentric / spiral with circumference of 86.2 cm 17 tube windings In the tube itself will flow hot tea with temperature ($T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$). From the test results to cool the tea from a temperature of 70 °C to a set point temperature (30-35 °C) with a mean temperature of cooling at 28 °C takes 144s and for heat exchanger calculations results in a fouling factor of $0.20073\text{ m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$. W and efficiency of 83.33%

Keywords: heat exchanger, heat transfer, design, shell and tube, concentric tube, heat exchanger vertical position.

KATA PENGANTAR

Puji syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, berkat rahmat dan hidayah-Nya kegiatan penyusunan Laporan Resmi Tugas Akhir mulai tanggal 1 Februari sampai 30 1 Juli 2018 dengan judul “Rancang Bangun *Heat Exchanger* Jenis *Shell And Concentric Tube* Posisi Vertikal Pada Produksi Teh Kemasan” dapat terlaksana dengan baik sampai akhirnya laporan Tugas Akhir ini dapat penulis susun hingga selesai.

Kegiatan Kerja Praktek dan penyusunan laporan ini tidak lepas dari bantuan segala pihak. Oleh karena itu, penulis ucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Purwadi Agus Darwinto, MSc. Selaku Kepala Departemen Teknik Instrumentasi.
2. Bapak Ir. Roekmono, M.T. selaku dosen Wali TF-ITS.
3. Bapak Ir. Heri Joetiono, M.T dan Ibu Sefi Novendra Patrialova, S.Si.,M.T Selaku Pembimbing 1 dan Pembimbing II.
4. Bapak dan Ibu dosen di Departemen Teknik Instrumentasi.
5. Bapak dan Ibu tata usaha dan laboran di Departemen Teknik Instrumentasi
6. Kedua orangtua, kakak dan kakak ipar tercinta yang senantiasa memberikan dukungan dan do’a.
7. Saudara-saudara Teknik Instrumentasi 2015 yang sudah ikut berpartisipasi membantu baik secara langsung dan tidak langsung
8. Seluruh teman – teman Teknik Instrumentasi 2016, 2017 dan segala pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu terimakasih atas segala bantuannya.

Penulis menyadari bahwa penyusunan laporan ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu saran serta kritik yang membangun sangat diharapkan penulis demi kesempurnaan laporan ini. Semoga laporan ini bermanfaat bagi kita semua.

Akhir kata penulis mohon maaf atas setiap kesalahan yang dilakukan selama pelaksanaan Kerja Praktek sampai penyusunan laporan ini.

Surabaya, 16 Juli 2018
Penulis,

Maulani Safitri
10511500000047

DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL.....	ii
<i>TITLE OF PAGE</i>	ii
LEMBAR PENGESAHAN I	Error! Bookmark not defined.
LEMBAR PENGESAHAN II	Error! Bookmark not defined.
ABSTRAT	v
<i>ABSTRCT</i>	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xiv
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat.....	3
 BAB II DASAR TEORI.....	 5
2.1 Perpindahan Kalor	5
2.1.1 Perpindahan kalor konduksi	5
2.1.2 Perpindahan kalor konveksi	6
2.1.3 Perpindahan kalor radiasi	6
2.2 Alat Penukar Kalor.....	7
2.3 Klasifikasi Heat Exchanger	8
2.3.1 Klasifikasi berdasarkan perpindahan panas	8
2.3.2 Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir.....	9
2.3.3 Klasifikasi berdasarkan jenis aliran.....	10
2.3.4 Klasifikasi berdasarkan standart yang digunakan	11
2.4 Perancangan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube	12

2.5 Perhitungan <i>Heat Exchanger</i>	13
2.5.1 Perpindahan Kalor (q)	13
2.5.2 Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)	13
2.5.3 Faktor Pengotoran	14
 BAB III METODOLOGI	15
3.1 Bahan dan Peralatan	15
3.2 Metode Penelitian	15
3.2.1 Deskripsi Penelitian	15
3.2.2 Diagram Alir	16
3.2.3 P&ID	17
3.2.4 Design 3D	17
3.2.5 Unit Instalasi Heat Exchanger jenis <i>Shell and Concentric Tube</i> Posisi Vertikal	18
 BAB IV PEMBAHASAN	21
4.1 Perancangan <i>Heat Exchanger</i>	21
4.2. Perhitungan Manual <i>Heat Exchanger</i>	22
4.3 Hasil Pengujian	31
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	35
5.1 Kesimpulan	35
5.2 Saran Sementara	35
DAFTAR PUSTAKA	37
LAMPIRAN	38

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 <i>Heat exchanger</i> jenis <i>shell and tube</i>	8
Gambar 2. 2 Aliran sejajar	10
Gambar 2. 3 Aliran berlawanan	11
Gambar 3. 1 Diagram alir tugas akhir	16
Gambar 3. 2 P&ID perancangan <i>heat exchanger</i>	17
Gambar 3. 3 3D <i>Design plant</i> produksi teh kemasan	17
Gambar 3. 4 3D <i>Design heat exchanger</i>	18
Gambar 3. 5 Model <i>heat exchanger shell and concentric tube</i> posisi vertikal	19
Gambar 3. 6 Instalasi <i>heat exchanger</i>	20
Gambar 4. 1 Tabung <i>shell</i>	21
Gambar 4. 2 <i>Concentric tube</i>	22
Gambar 4. 3 Letak <i>heat exchanger</i> pada <i>plant</i>	31
Gambar 4. 4 Suhu pengujian	32
Gambar 4. 5 Grafik respon suhu inlet <i>tube</i> terhadap fungsi waktu	33

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 Perancangan dan perhitungan <i>heat exchanger</i>	31
Tabel 4. 2 Pengujian fungsi waktu	32

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ekspor teh Indonesia tahun 2016 telah mengalami penurunan dari 100 ribu ton menjadi 70 ribu ton (Dede Kusdiman, 2016). Menurut Ketua Umum Asosiasi Teh Indonesia, penurunan ekspor teh disebabkan karena konsumsi teh dalam negeri mengalami peningkatan dibanding beberapa waktu yang lalu. Pada tahun sebelumnya tingkat konsumsi teh dalam negeri sebesar 250 gram – 300 gram per kapita. Sedangkan saat ini hingga mencapai 400 gram. Ini hampir semua, baik *ready to drink* maupun teh celup dan sebagainya.

Meningkatnya produksi teh ini mendorong produsen untuk memenuhi kapasitas pasar. Tanpa mengganggu proses produksi, cara yang dilakukan untuk meningkatkan produksi ada beberapa cara salah satunya dari segi teknisnya dilakukan dengan cara menaikkan efisiensi baik tenaga kerja maupun mesin-mesin produksinya. Menaikan efisiensi mesin produksi ada bermacam-macam, salah satu diantaranya adalah dengan mengalirkan fluida pendingin (air) secara terus menerus (bersiklus) guna menghilangkan fluida panas (teh). Proses perpindahan panas antar fluida salah satunya dapat menggunakan *heat exchanger*. (Pybr Sitepu, 2016)

Salah satu tipe *heat exchanger* yang sering digunakan seperti Pusat Pengembangan Teknologi Reaktor Riset (P2TRR)-BATAN yaitu tipe *shell and tube* model horizontal, dimana fluida panas akan mengalir didalam *tube* dan fluida dingin mengalir sepanjang *shell*. Adapun berdasarkan tipe *shell and tube* memiliki kekurangan yaitu penggunaan dengan *flowrate* yang rendah dapat mengurangi optimasi alat, karena adanya fluida yang tertinggal.. Agar proses produksi dapat berjalan dengan baik. Oleh karena itu, Perlu adanya perancangan yang tepat terkait model dalam memproduksi air teh kemasan untuk kapasitas industri rumahan dan ekonomis. Maka dari itu Penulis membuat proposal tugas akhir dengan judul

“RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL AND CONCENTRIC TUBE* POSISI VERTIKAL PADA PRODUKSI TEH KEMASAN ”

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang dapat ditarik dari latar belakang di atas yaitu:

1. Bagaimana cara menentukan dimensi dalam perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan fluida panas berupa air teh dan fluida pendingin berupa air,
2. Bagaimana cara melakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor keseluruhan, mencari luas perpindahan panas, dan faktor pengotoran guna mengetahui kualitas dari alat penukar kalor yang direncanakan.

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah di atas dapat diketahui tujuan dari tugas akhir ini, yaitu :

1. Melakukan penentuan dimensi dalam perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan fluida panas berupa air teh dan fluida pendingin berupa air,
2. Melakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor keseluruhan, mencari luas perpindahan panas, dan faktor pengotoran guna mengetahui kualitas dari alat penukar kalor yang direncanakan.

1.4 Batasan Masalah

Batasan-batasan masalah dalam perancangan dan implementasi pada sistem ini adalah:

1. Model yang digunakan pada *heat exchanger* untuk *shell* yaitu tubular posisi *vertical* dan untuk *tube* yaitu *concentric* dengan posisi *vertical*,
2. Fluida pendingin di dalam *shell* yang dipergunakan yaitu air dengan suhu normal ($T = 27^{\circ}\text{C}$; $\mu_{\text{air}} = 0.00086 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$) dan

3. fluida panas yang dipergunakan yaitu air teh ($T = 70^{\circ}\text{C}$; $\mu_{teh} = 0.000401 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$).

1.5 Manfaat

Manfaat hasil penelitian yang digunakan dalam penyusunan Tugas Akhir ini meliputi:

1. Sebagai media penunjang pembelajaran mata kuliah Sistem Pneumatik dan Hidrolik dan pengaplikasiannya pada industri.
2. Sebagai media penunjang pembelajaran mata kuliah Termodinamika.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan panas adalah perpindahan energi yang diakibatkan oleh perbedaan temperatur (Incropera, 1996). Perpindahan kalor tidak akan terjadi pada sistem yang memiliki temperatur sama. Perbedaan temperatur menjadi daya penggerak untuk terjadinya perpindahan kalor. Sama dengan perbedaan tegangan sebagai penggerak arus listrik. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki temperatur lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Keseimbangan pada masing – masing sistem terjadi ketika sistem memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat berlangsung dengan 3 (tiga) cara, yaitu:

2.1.1 Perpindahan kalor konduksi

Perpindahan panas konduksi atau hantaran adalah proses dimana panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam satu medium atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung (Kreith, 1997). Perpindahan panas konduksi dapat juga didefinisikan sebagai pengangkutan kalor melalui satu jenis zat. Sehingga perpindahan panas secara konduksi atau hantaran merupakan satu proses pendalaman karena proses perpindahan kalor ini hanya terjadi di dalam bahan material. (Masyithah dan Haryanto, 2006). Sehingga dapat dituliskan persamaan untuk perpindahan panas dengan cara konduksi adalah sebagai berikut (Kreith, 1997) :

$$Qk = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana:

Qk = Laju aliran panas dengan cara konduksi (*Watt*)

k = Konduktivitas termal bahan ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Luas penampang (m^2)

$$\frac{dT}{dx} = \text{Gradien suhu pada penampang } (^{\circ}\text{C})$$

2.1.2 Perpindahan kalor konveksi

Perpindahan panas konveksi atau aliran adalah pengangkutan kalor oleh gerak dari zat yang dipanaskan. Proses perpindahan panas secara konveksi merupakan satu fenomena permukaan. Proses konveksi hanya terjadi di permukaan bahan, jadi dalam proses ini struktur bagian dalam bahan kurang penting (Masyithah dan Haryanto, 2006). Laju perpindahan panas dengan cara konveksi antara suatu permukaan dengan suatu fluida dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut: (Kreith, 1996).

$$Q_{kon} = hc \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana:

Q_{kon} = Laju perpindahan panas (Watt)

hc = Koefisien perpindahan panas konveksi ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

A = Luas penampang (m^2)

ΔT = Beda antara suhu permukaan dengan suhu fluida yang digunakan ($^{\circ}\text{C}$)

2.1.3 Perpindahan kalor radiasi

Yang dimaksud dengan pancaran (radiasi) ialah perpindahan kalor melalui gelombang dari suatu zat ke zat yang lain. Semua benda memancarkan kalor. Keadaan ini baru terbukti setelah suhu meningkat. Pada hakekatnya proses perpindahan kalor radiasi terjadi dengan perantaraan foton dan juga gelombang elektromagnet. Apabila sejumlah energi kalor menimpa suatu permukaan, sebagian akan dipantulkan, sebagian akan diserap ke dalam bahan, dan sebagian akan menembusi bahan dan terus ke luar. Jadi dalam mempelajari perpindahan kalor radiasi akan melibatkan suatu fisik permukaan. Ciri-ciri radiasi yaitu Kalor radiasi merambat lurus dan untuk perambatan itu tidak diperlukan medium (misalnya zat cair atau gas). persamaan sebagai berikut: (Kreith, 1996).

$$Q_r = e \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

Q_r = Laju perpindahan panas
 e = Emisivitas permukaan (Watt)
 σ = Konstanta *Stefan Boltzman*
 A = Luas penampang (m^2)
 T = Suhu mutlak ($^{\circ}C$)

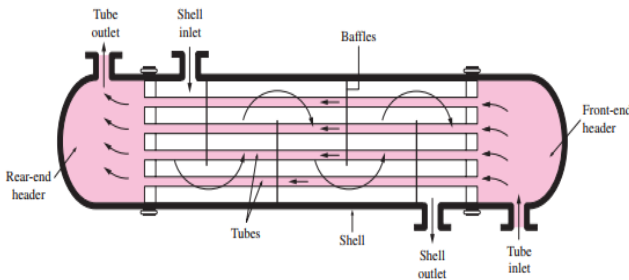
2.2 Alat Penukar Kalor

Pengertian penukar panas atau dalam industri kimia populer dengan istilah bahasa Inggrisnya, *Heat Exchanger* (HE) adalah alat penukar panas yang bertujuan memanfaatkan panas suatu aliran fluida untuk pemanasan aliran fluida yang lain. Dalam hal ini terjadi 2 fungsi sekaligus yaitu memanaskan fluida yang dingin dan mendinginkan fluida yang panas (Sitompul, 1993). Menurut *Dean A Barlet* (1996) bahwa alat penukar kalor memiliki tujuan untuk mengontrol suatu sistem (temperatur) dengan menambahkan atau menghilangkan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya. Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien.

Dalam praktek fungsi penukar kalor yang dipergunakan di industri lebih diutamakan untuk menukarkan energi dua fluida (boleh sama zatnya) yang berbeda temperaturnya. Pertukaran energi dapat berlangsung melalui bidang atau permukaan perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida atau secara kontak langsung (fluidanya bercampur). Energi yang dipertukarkan akan menyebabkan perubahan temperatur fluida (kalor sensibel) atau kadang dipergunakan untuk berubah fasa (kalor laten). Laju perpindahan energi dalam penukar kalor dipengaruhi oleh banyak faktor seperti kecepatan aliran fluida, sifat-sifat fisik (viskositas, konduktivitas termal, kapasitas kalor spesifik, dan lain-lain), beda temperatur antara kedua fluida, dan sifat permukaan bidang perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida. Walaupun fungsi penukar kalor adalah untuk menukarkan energi dua fluida atau dua zat, namun jenisnya banyaksekali. Hal ini terjadi karena biasanya desain penukar kalor harus menunjang fungsi utama proses yang akan terjadi di dalamnya. Penukar panas sangat luas dipakai dalam industri seperti

kilang minyak, pabrik kimia maupun petrokimia, industri gas alam, refrigerasi, pembangkit listrik. *Heat Exchanger* yang dipakai adalah tipe *Shell and Tube Heat Exchanger*.

Heat exchanger tipe shell & tube, tipe ini melibatkan *tube* sebagai komponen utamanya. Salah satu fluida mengalir di dalam *tube*, sedangkan fluida lainnya mengalir/ diam di luar *tube*. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa *tube* tersebut berada sejajar dengan sumbu *shell*.



Gambar 2. 1 *Heat exchanger* jenis *shell and tube*

(sumber : Changel, Yunus a, 2007)

2.3 Klasifikasi Heat Exchanger

Jenis alat penukar kalor dapat diklasifikasi menjadi beberapa, yaitu :

2.3.1 Klasifikasi berdasarkan perpindahan panas

1. Tipe kontak langsung

Tipe kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana antara dua zat yang dipertukarkan energinya dicampur atau dikontakkan secara langsung. Contohnya adalah clinker cooler dimana antara clinker yang panas dengan udara pendingin berkontak langsung. Contoh yang lain adalah cooling tower untuk mendinginkan air pendingin kondenser pada instalasi mesin pendingin sentral atau PLTU, dimana antara air hangat yang didinginkan oleh udara sekitar saling berkontak seperti layaknya

air mancur. Ciri khas dari penukar kalor seperti ini (kontak langsung) adalah bahwa kedua zat yang dipertukarkan energinya saling berkontak secara langsung (bercampur) dan biasanya kapasitas *energy* yang dipertukarkan relatif kecil. Contoh-contoh lain adalah *desuper-heater* tempat mencampur uap panas lanjut dengan air agar temperatur uap turun, pemanas air umpan ketel uap (boiler) dengan memanfaatkan uap yang diekstraksi dari turbin uap. Alat yang terakhir ini sering disebut *feed water heater*

2. Tipe kontak tidak langsung

Tipe tidak kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana antara kedua zat yang dipertukarkan energinya dipisahkan oleh permukaan bidang padatan seperti dinding pipa, pelat, dan lain sebagainya sehingga antara kedua zat tidak tercampur. Dengan demikian mekanisme perpindahan kalor dimulai dari zat yang lebih tinggi temperaturnya mula-mula mentransfer energinya ke permukaan pemisah untuk kemudian diteruskan ke zat yang berfungsi sebagai pendingin atau penerima energi. Untuk meningkatkan efektivitas pertukaran energi, biasanya bahan permukaan pemisah dipilih dari bahan-bahan yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi seperti tembaga dan aluminium. Contoh dari penukar kalor seperti ini sering kita jumpai antara lain radiator mobil, evaporator AC, pendingin oli gearbox dengan air, dan lain-lain. Dengan bahan pemisah yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi diharapkan tahanan termal bahan tersebut akan rendah sehingga seolah-olah antara kedua zat yang saling dipertukarkan energinya seperti kontak langsung. Bedanya dengan yang kontak langsung adalah masalah luas permukaan transfer energi. Pada jenis kontak langsung luas permukaan perpindahan kalor sangat tergantung pada luas kontak antara kedua zat, sedangkan pada tipe tidak kontak langsung luas permukaan sama dengan luas permukaan yang memisahkan kedua zat

2.3.2 Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir

Penukar kalor berdasarkan jumlah fluida yang saling dipertu-

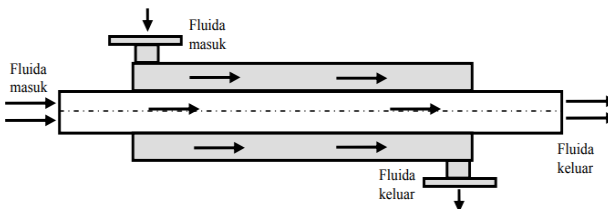
karkan energinya. Pada umumnya penukar kalor beroperasi dengan dua fluida (keduanya dapat merupakan zat yang sama). Namun demikian ada pula penukar kalor yang dirancang untuk beroperasi dengan tiga jenis fluida misalnya yang sering digunakan pada instalasi proses pemisahan udara (yaitu antara refrigeran, oksigen, dan nitrogen), pada unit pemisah antara helium dan udara yang terdiri dari oksigen dan nitrogen, serta penukar kalor yang dipergunakan dalam proses sintesa gas ammonia pada pabrik pupuk. Dengan demikian berdasarkan jumlah fluida yang dipergunakan yaitu:

1. Dua jenis fluida
2. Tiga jenis fluida
3. N-jenis fluida (N lebih dari tiga)

2.3.3 Klasifikasi berdasarkan jenis aliran

1. Tipe penukar kalor aliran sejajar (*Parellel Flow*)

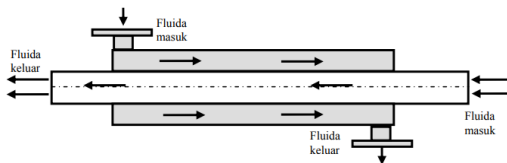
Yaitu bila arah aliran dari kedua fluida di dalam penukar kalor adalah sejajar. Artinya kedua fluida masuk pada sisi yang satu dan keluar dari sisi yang lain. Pada jenis ini temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding yang menerima energi sejak mulai memasuki penukar kalor hingga keluar. Dengan demikian temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor saat keluar dari penukar kalor. Jenis ini merupakan penukar kalor yang paling tidak efektif.



Gambar 2. 2 Aliran sejajar
(Sumber : Changel, Yunus a, 2007)

2. Tipe penukar kalor aliran berlawanan (*Counter Flow*)

Yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor saat meninggalkan penukar kalor. Bahkan idealnya apabila luas permukaan perpindahan kalor adalah tak berhingga dan tidak terjadi rugi-rugi kalor ke lingkungan, maka temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar dari penukar kalor bisa menyamai temperatur fluida yang memberikan kalor saat memasuki penukar kalor. Dengan teori seperti ini jenis penukar kalor berlawanan arah merupakan penukar kalor yang paling efektif.



Gambar 2. 3 Aliran berlawanan
(Sumber : Changel, Yunus a, 2007)

2.3.4 Klasifikasi berdasarkan standart yang digunakan

Standar yang banyak dipergunakan dalam masalah penukar kalor ini yaitu TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturer Association*) yaitu suatu asosiasi para pembuat penukar kalor di Amerika dan ASME (*American Society of Mechanical Engineers*). TEMA lebih banyak membahas mengenai jenis penukar kalor, metode perhitungan kinerja dan kekuatannya (proses perancangan), istilah bagian-bagian dari penukar kalor (parts), dan dasar pemilihan dalam aplikasi penukar kalor dalam kehidupan sehari-hari khususnya di industri. Sedangkan ASME lebih memuat masalah prosedur dasar bagaimana membuat penukar kalor serta standard bahan yang akan atau biasa dipergunakan. Kedua aturan atau prosedur tersebut tidak lain bertujuan untuk melindungi para pemakai dari bahaya kerusakan, kegagalan operasi, serta kemana -

dan dengan alasan apa apabila terjadi “complaint” terhadap masalah yang terjadi. Hal ini dapat dimengerti karena pada umumnya penukar kalor bekerja pada temperatur dan tekanan yang tinggi serta kadang-kadang menggunakan fluida yang bersifat kurang ramah terhadap kehidupan manusia. Berdasarkan TEMA secara garis besar jenis penukar kalor dibagi menjadi dua kelompok besar berdasarkan pemakaiannya di industri yaitu:

- Kelas R : untuk pemakaian dengan kondisi kerja yang berat, misalnya untuk industri minyak dan industri kimia berat.
- Kelas C : yaitu yang dibuat untuk pemakaian umum (general purpose), yang dasar produksinya lebih memperhatikan aspek ekonomi dengan ukuran dan kapasitas pemindahan panas yang kecil. Kelas ini dipergunakan untuk pemakaian umum di industri.

2.4 Perancangan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube

Sebelum mendisain alat penukar kalor, dibutuhkan data dari laju aliran (*flow rate*) , temperatur masuk dan temperatur keluar, dan tekanan operasi kedua fluida. Data ini dibutuhkan terutama untuk fluida gas jika densitas gas tidak diketahui. Untuk fluida berupa cairan (*liquid*), data tekanan operasi tidak terlalu dibutuhkan karena sifat - sifatnya tidak banyak berubah apabila tekanannya berubah. Langkah – langkah yang biasa di lakukan dalam merencanakan atau mendisain alat penukar kalor yaitu :

1. Penentuan heat duty (Q) yang diperlukan. Penukar kalor yang direncanakan harus memenuhi atau melebihi syarat ini.
2. Menentukan ukuran (*size*) alat penukar kalor dengan perkiraan yang masuk akal untuk koefisien perpindahan kalor keseluruhannya.
3. Menentukan fluida yang akan mengalir di sisi *tube* atau *shell*. Biasanya sisi tube di rencanakan untuk fluida yang bersifat korosif, beracun, bertekanan tinggi, atau bersifat mengotori dinding. Hal ini dilakukan agar lebih mudah dalam proses pembersihan atau perawatannya.
4. Langkah selanjutnya adalah memperkirakan jumlah tube (N_t) yang digunakan

5. Menentukan ukuran *shell*. Langkah ini dilakukan setelah kita mengetahui jumlah *tube* yang direncanakan. Kemudian perkiraan jumlah *pass* dan *tube pitch* yang akan digunakan.
6. Langkah yang terakhir adalah memeriksa kinerja dari alat penukar kalor yang telah direncanakan. Hitung koefisien perpindahan panas di sisi tabung dan sisi “shell”, hitung faktor pengotorannya apakah sesuai dengan standar yang diizinkan, dan penurunan tekanan di sisi *tube* dan *shell*.

2.5 Perhitungan *Heat Exchanger*

2.5.1 Perpindahan Kalor (q)

Penentuan perpindahan kalor (q) yang diperlukan. Penukar kalor yang direncanakan, dengan persamaan dibawah ini:

$$q = q_{shell} = q_{tube} \quad \dots\dots(2.4)$$

Dimana:

q_{shell} = perpindahan panas pada *shell* (watt)

\dot{m} = aliran massa (kg/s)

C_c = kalor jenis spesifik air

T_o = suhu *output shell* °C

T_i = suhu *input shell* °C

2.5.2 Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan q persatuan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Sebelum mendisain alat penukar kalor, dibutuhkan data dari laju aliran (flow rate) , temperatur masuk dan temperatur keluar Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q persatuan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut dengan persamaan :

$$LMTD = \frac{(\Delta T_{max} - \Delta T_{min})}{\ln |(\Delta T_{max} / \Delta T_{min})|} \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

$$\Delta T_{max} = T_i - t_o$$

$$\Delta T_{min} = T_o - t_i$$

Dimana :

$$T_o = \text{Suhu output shell } (^{\circ}\text{C})$$

$$T_i = \text{Suhu input shell } (^{\circ}\text{C})$$

$$t_i = \text{Suhu input tube } (^{\circ}\text{C})$$

$$t_o = \text{Suhu output shell } (^{\circ}\text{C})$$

2.5.3 Faktor Pengotoran

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan kalor pada alat penukar kalor. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari alat penukar kalor akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama alat penukar kalor ini dioperasikan maka pengaruh pengotoran pasti akan terjadi. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mengganggu atau mempengaruhi temperatur fluida mengalir dan dapat menurunkan atau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut. Faktor pengotoran dapat dicari dengan persamaan :

$$Rf = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana:

U_c = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih
($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

U_d = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh *design*
($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

BAB III METODOLOGI

3.1 Bahan dan Peralatan

Dalam Perancangan *Heat Exchanger* jenis *Shell and Concentric Tube* Posisi Vertikal untuk Produksi Teh Kemasan, dibutuhkan beberapa bahan dan peralatan yaitu :

1. *Tube (Copper)*
2. *Shell (Aluminium)*
3. Pipa PVC
4. Pompa
5. Konektor
6. Bak Penampung / *open tank*
7. Fluida pendingin berupa air sumber (PDAM) pada suhu normal 27°C Fluida panas berupa air teh yang sudah melalui proses pengolahan dengan suhu keluaran 75°C

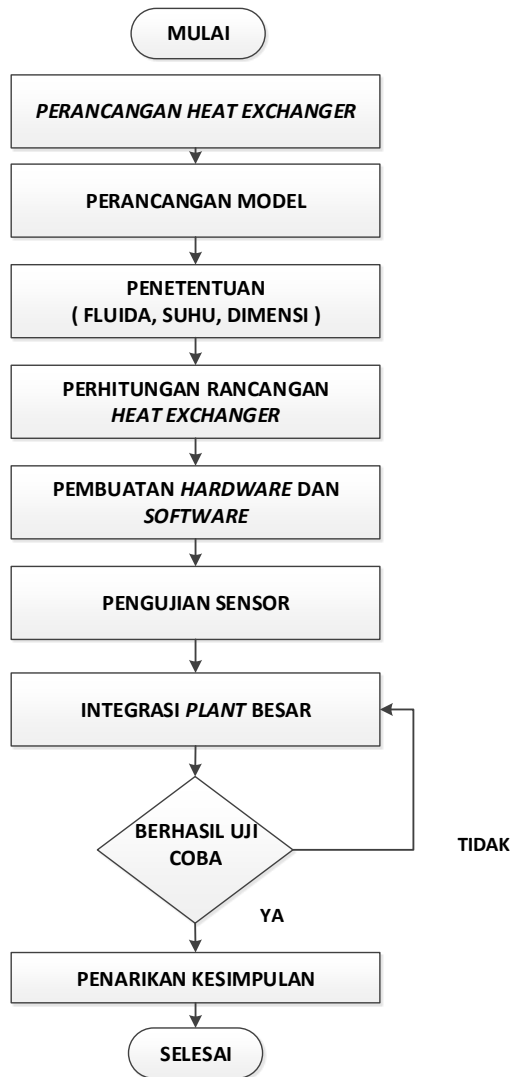
3.2 Metode Penelitian

3.2.1 Deskripsi Penelitian

Pada proses perancangan *heat exchanger* terlebih dahulu perlu diketahui variabel kinerja dan spesifikasi *heat exchanger* seperti debit, jenis fluida, kapasitas fluida, dan suhu masukan. Dengan adanya data spesifikasi tersebut, maka akan mempermudah dalam melakukan perhitungan dari perpindahan kalor yang dibutuhkan hingga efisiensi yang dihasilkan. Dan dari hasil perhitungan dapat ditarik kesimpulan terkait *heat exchanger* yang akan dibuat.

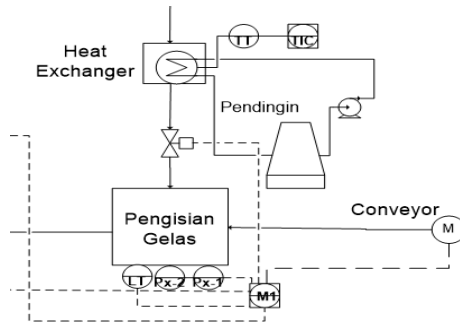
Fungsi dari *heat exchanger* ini sebagai media/ alat penukar kalor dari teh dengan suhu $\pm 75^{\circ}\text{C}$ yang sebelumnya berasal dari proses pemasakan/ pengolahan teh untuk mencapai *set point* suhu $\pm 30 - 35^{\circ}\text{C}$ yang didinginkan melalui tabung *tube* yang ada di dalam *shell*. Dimana proses pendinginannya, teh dialirkan kedalam *tube* dan air dialirkan kedalam *shell* dengan suhu 27°C. Fluida pendingin yang digunakan berupa air dengan kisaran suhu air $\pm 25 - 27^{\circ}\text{C}$. Ketika suhu teh telah mencapai *set point* maka teh yang telah *ready* siap untuk masuk dalam *filling tea process* .

3.2.2 Diagram Alir



Gambar 3. 1 Diagram alir tugas akhir

3.2.3 P&ID

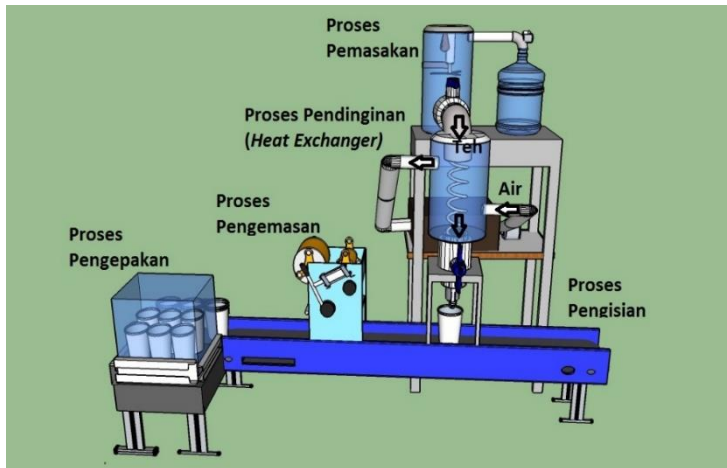


Gambar 3. 2 P&ID perancangan *heat exchanger*

Dalam *heat exchanger* yang dirancang, terdapat sensor *thermocouple k-type* yang digunakan untuk mengetahui/mendeteksi ketepatan suhu fluida yang dikeluarkan terhadap *set point* yang ditentukan.

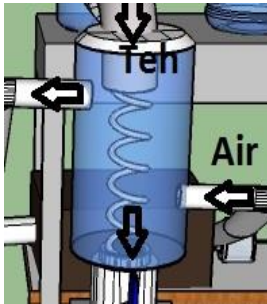
3.2.4 Design 3D

Untuk memudahkan memahami proses, maka terdapat gambar 3D sebagai berikut:



Gambar 3. 3 3D Design plant produksi teh kemasan

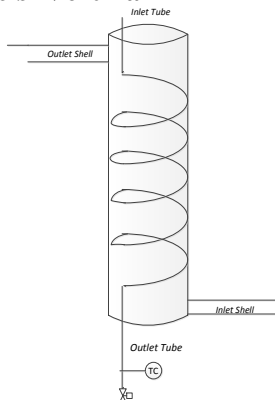
Gambar 3.3 merupakan gambar 3D *plant* dari produksi teh kemasan secara keseluruhan, dimana terdapat berbagai proses seperti proses pemasakan teh, proses pendinginan teh, proses pengisian, proses penutupan kemasan, hingga proses pengepakan teh kemasan dalam kardus.



Gambar 3. 4 3D Design heat exchanger

Gambar 3.4 merupakan gambar 3D dari *heat exchanger* yang digunakan untuk proses *cooling* (pendinginan) dari teh yang dimasak. Model *heat exchanger* yang digunakan merupakan *shell and coencentric tube* posisi vertikal

3.2.5 Unit Instalasi Heat Exchanger jenis *Shell and Concentric Tube* Posisi Vertikal



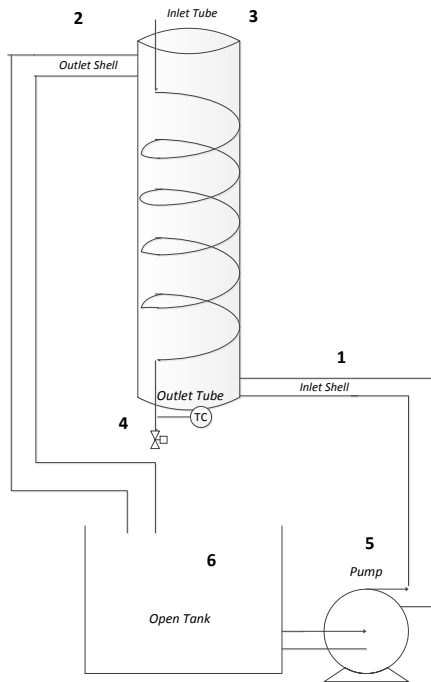
Gambar 3. 5 Model *heat exchanger shell and concentric tube* posisi vertikal

Unit *heat exchange* tersusun dari :

1. *Tube* berbentuk silindris (pipa) terbuat dari tembaga dengan panjang 15 m, diameter dalam 0.0254 m. *Tube* sendiri dipasang ditengah diameter dari *shell* dibagian atas dan bawah. Didalam *tube* sendiri akan mengalir teh panas dengan kisaran bersuhu ($T = 70^{\circ}\text{C}$). *Tube* dipasang secara spiral atau *concentric* dan teh akan mengalir ke bawah secara gravitasi. Dan akan mengalirkan teh dengan keluaran suhu kisaran $30 - 35^{\circ}\text{C}$
2. *Shell* berbentuk tabung terdapat 1 lubang di samping kanan dan kiri yang dipergunakan sebagai aliran *in and out*. Tabung terbuat dari bahan *aluminium* dengan ketebalan 2mm, panjang 0,3m, diameter 0.5m. dengan kapasitas ± 34 Liter. Didalam *shell* akan mengalir fluida dingin berupa air biasa dengan kisaran suhu ($T = 27^{\circ}\text{C}$). Aliran air akan bersiklus masuk pada lubang bawah dan keluar di lubang atas. Fluida pendingin yang mengalir di dalam *shell* yang dipergunakan yaitu air dengan suhu normal ($T = 27^{\circ}\text{C}$; $\mu_{\text{air}} = 0.00086 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$), dan fluida panas yang dipergunakan yaitu air teh , namun karakteristiknya menggunakan air dengan suhu yang sama dengan teh. Air yang mengalir didalam *tube* ($T = 70^{\circ}\text{C}$; $\mu_{\text{air}} = 0.000401 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$)
4. Sensor *Thermocouple*, fungsi dari sensor *thermocouple* sendiri untuk membaca / *to sense* suhu yang ada dalam *tube*. Letaknya dipipa *tube* pada bagian *output*.

Unit instalasi penyusun *heat exchanger* terdiri dari beberapa komponen yaitu dengan keterangan gambar:

1. *Fluid*
2. *Open Tank*
3. *Pump*
4. Pipa PVC
5. *Tube*
6. *Shell*
7. *Thermocouple* Tipe K



Gambar 3. 6 Instalasi *heat exchanger*

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Perancangan *Heat Exchanger*

Perancangan *Design heat exchanger* dimulai dari penentuan dimensi, kapasitas yang ditampung, dan spesifikasi fluida yang digunakan. Berikut data dimensi *heat exchanger shell and concentric tube* posisi vertikal:

Dimana fluida pendingin di dalam *shell* yang dipergunakan yaitu air dengan suhu normal ($T = 27^{\circ}\text{C}$; $\mu_{\text{air}} = 0.00086 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$) dengan viskositas , dan fluida panas yang dipergunakan yaitu air teh ($T = 70^{\circ}\text{C}$; $\mu_{\text{teh}} = 0.000401 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$). Untuk model yang digunakan merupakan *heat exchanger* jenis *shell and concentric tube* posisi *vertical*.

Dari dimesi yang ditentukan maka dapat digunakan sebagai acuan dalam membuat desain mekanik *heat exchanger* dengan jenis *shell and concentric tube* posisi *vertical* sebagai berikut :



Gambar 4. 1 Tabung *shell*

Shell berbentuk tabung terdapat 1 lubang di samping kanan dan kiri yang dipergunakan sebagai aliran *in and out*. Tabung terbuat dari *aluminium* dengan ketebalan 2mm, panjang 0,3m, diameter 0.5m

yang mampu kurang lebih 35 Liter. Didalam *shell* akan mengalir fluida dingin berupa air biasa dengan kisaran suhu ($T = 27^{\circ}\text{C}$)



Gambar 4. 2Concentric tube

Tube berbentuk silindris, *tube* terbuat dari tembaga dengan panjang 15 m, diameter dalam 0.0127 cm. Didalam *tube* sendiri akan mengalir teh panas bersuhu ($T = 70^{\circ}\text{C}$)

4.2. Perhitungan Manual *Heat Exchanger*

Dalam perancangan *heat exchanger* diperlukan beberapa perhitungan guna mengetahui efisiensi dari *heat exchanger* yang dibuat, dengan perhitungan sebagai berikut :

1. Laju Perpindahan Kalor

Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut (Kern,1950) :

$$q = q_{hot} = q_{cool}$$

$$q_c = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot \Delta T$$

$$q_c = 0.481 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4.179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot (40 - 27)^{\circ}\text{C}$$

$$q_c = 26.147 \text{ Watt}$$

Dimana :

q_c = perpindahan kalor air (Watt)

\dot{m}_c = laju massa air ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

c_c = kalor jenis air pada suhu 27°C ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$)

Diasumsikan bahwa kalor yang dilepaskan oleh fluida panas (air teh) diserap seluruhnya dengan fluida dingin (air)

sehingga kita bisa mengetahui laju massa air teh sebagai berikut :

$$q_h = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_h = \frac{q_{hot}}{c_h \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_h = \frac{26.147 \text{ Watt}}{4.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (75 - 35)^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_h = 0.156 \text{ kg/s}$$

Dimana :

q_h = perpindahan kalor air teh (Watt)

\dot{m}_h = laju massa air teh ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

c_h = kalor jenis air pada suhu 70°C ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$)

2. Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD)

Untuk menghitung suhu rata- rata dari fluida yang mengalir dalam *heat exchanger* dapat menggunakan sebagai berikut:

$$\Delta LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left| \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right|}$$

$$\Delta T_{max} = T_{ci} - T_{ho} = (27 - 35)^\circ\text{C} = -8^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{min} = T_{co} - T_{hi} = (40 - 75)^\circ\text{C} = -35^\circ\text{C}$$

$$\Delta LMTD = \frac{-8 - (-35)}{\ln \left| \frac{-8}{-35} \right|}$$

$$\Delta LMTD = 18.293^\circ\text{C}$$

Dimana:

$\Delta LMTD$ = Perubahan beda temperatur ($^\circ\text{C}$)

T_{ci} = Suhu input fluida dingin ($^\circ\text{C}$)

T_{co} = Suhu output fluida dingin ($^\circ\text{C}$)

T_{hi} = Suhu input fluida panas ($^\circ\text{C}$)

T_{ho} = Suhu output fluida panas ($^\circ\text{C}$)

3. Koefisien Perpindahan Kalor Desain (U_d)

Koefisien perpindahan kalor desain dapat diketahui menggunakan persamaan :

$$U_d = \frac{q}{A \cdot LMTD}$$

$$U_d = \frac{26.147 \text{ Watt}}{0.598 \text{ m}^2 18.293 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$U_d = 2.389 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dimana :

$$U_d = \text{Koefisien perpindahan kalor desain} \left(\frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

q = Perpindahan kalor (Watt)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

$LMTD$ = Beda temperatur rata – rata ($^\circ\text{C}$)

4. Perhitungan Tube

Perhitungan terkait karakteristik tube dapat diketahui menggunakan persamaan berikut :

$$A_t = \frac{N_t \cdot a'_t}{n}$$

$$A_t = \frac{1 \cdot (0.819 \cdot 10^{-4})}{1}$$

$$A_t = 0.819 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Dimana:

A_t = Luas permukaan perpindahan kalor total (m^2)

N_t = Jumlah tube

a'_t = Luas aliran tiap tube (m^2)

n = jumlah tube passes

Jenis aliran fluida dalam *tube* dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut :

$$Re = \frac{d_{ti} \cdot \dot{v}_t}{\mu_{teh}}$$

$$Re = \frac{0.0127 \text{ m} \cdot 1906.373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{0.000401 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$Re = 60376$$

Dimana:

Re = Reynold number

d_{ti} = diameter tube (m)

\dot{v}_t = Kecepatan aliran massa tube $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right)$

μ_{teh} = viskositas air pada suhu 70°C $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)$

Jadi jenis aliran dalam tube berupa aliran turbulen, karena $Re > 2300$ (Incropera :1996). Selanjutnya menghitung koefisien konveksi *tube*, dapat dicari menggunakan persamaan *nusselt* sebagai berikut :

$$Nu = 0.012 \cdot (Re^{0.87} - 280) \cdot Pr^{0.3}$$

$$Nu = 0.012 \cdot (60376^{0.87} - 280) \cdot 2.53^{0.3}$$

$$Nu = 224.369$$

Dimana :

Nu = Bilangan *Nusselt*

Re = Bilangan *Reynold*

Pr = Bilangan *Prandtl* pada suhu air 70°C

Dari persamaan diatas dapat diketahui nilai koefisien konveksi didalam *tube* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_t = Nu \cdot \frac{K_{water}}{d_{ti}}$$

$$h_t = 224.369 \cdot \frac{0.665 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}}{0.0127 \text{ m}}$$

$$h_t = 11748.282 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dimana:

h_t = koefisien konveksi tube $\left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$

Nu = Bilangan *Nusselt*

K_{water} = konduktivitas air pada suhu 70°C $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$

d_{ti} = diameter *tube* (m)

Jumlah lilitan dari *tube* dibuat sesuai dengan kapasitas dari air teh yang dibuat kisaran $\pm 1.89 L$, jadi jumlah litan *tube* dapat dicari dari persamaan berikut :

$$N_t = \frac{L_t}{K_t}$$

$$N_t = \frac{15 m}{0.862 m}$$

$$N_t = 17 \text{ Lilitan}$$

5. Perhitungan *Shell*

Perhitungan terkait karakteristik *shell* dapat diketahui menggunakan persamaan berikut :

$$A_t = \frac{2\pi \cdot r_s^2 + 2\pi \cdot r_s \cdot t_s}{n}$$

$$A_t = \frac{(2 \cdot 3.14 \cdot 0.15^2 m) + (2 \cdot 3.14 \cdot 0.15 \cdot 0.482)}{1}$$

$$A_t = 0.595 m^2$$

Dimana:

A_t = Luas permukaan perpindahan kalor total (m^2)

r_s = Jari – jari *shell* (m)

t_s = Tinggi *shell* (m)

n = jumlah *shell*

Jenis aliran fluida dalam *shell* dapat diketahui dengan persamaan bilangan *Reynold* sebagai berikut :

$$Re = \frac{d_{si} \cdot \dot{v}_{shell}}{\mu_{air}}$$

$$Re = \frac{0.3 m \cdot 0.808 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{0.00086 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 282.007$$

Dimana:

Re = *Reynold number*

d_{si} = diameter *shell* (m)

\dot{v}_{shell} = Kecepatan aliran massa tube $\left(\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)$

μ_{air} = viskositas air pada suhu 27°C ($\frac{kg}{m \cdot s}$)

Jadi jenis aliran dalam *shell* berupa aliran laminar, karena Re bernilai 40-4000 (Incropera :1996). Selanjutnya menghitung koefisien konveksi *shell*, dapat dicari menggunakan persamaan *nusselt* sebagai berikut :

$$Nu = 0.683 \cdot Re^{0.466} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.683 \cdot 282.007^{0.466} \cdot 5.85^{1/3}$$

$$Nu = 16.083$$

Dimana :

Nu = Bilangan Nusselt

Re = Bilangan Reynold

Pr = Bilangan Prandtl pada suhu air 27°C

Dari persamaan diatas dapat diketahui nilai koefisien konveksi didalam *shell* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_s = Nu \cdot \frac{h_{water}}{d_{si}}$$

$$h_s = 16.083 \cdot \frac{0.614 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.3 m}$$

$$h_s = 32.918 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Dimana:

$$h_s = \text{koefisien konveksi shell} \left(\frac{watt}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

Nu = Bilangan Nusselt

$$h_{water} = \text{konduktivitas air pada suhu 27°C} \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$$

d_{si} = diameter *shell* (m)

6. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U_c)

Koefisien perpindahan panas dapat menggunakan persamaan berikut ini:

$$U_c = \frac{T_{hi} - T_{ci}}{\frac{1}{h_t} + \frac{\ln\left(\frac{d_{to}}{d_{ti}}\right)}{2\pi \cdot k_{copper} \cdot L_t} + \frac{1}{h_s}}$$

$$U_c = \frac{75 - 27}{\frac{1}{11748.482} + \frac{\ln\left(\frac{0.0177}{0.0127}\right)}{2 \cdot 3.14 \cdot 83 \cdot 15} + \frac{1}{32.918}}$$

$$U_c = 1573.466 \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Dimana:

U_c = Koef. perpindahan panas menyeluruh $\left(\frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

T_{hi} = Temeperatur input fluida panas ($^\circ C$)

T_{ci} = Temeperatur input fluida dingin ($^\circ C$)

h_t = Koefisien konveksi *tube* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

h_s = Koefisien konveksi *shell* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

k_{copper} = Konduktivitas bahan tembaga ($W/m \cdot ^\circ C$)

L_t = Panjang *tube* (m)

7. Faktor Pengotoran (R_f)

Untuk mengetahui nilai factor pengotoran pada sebah plan produksi teh tawar, dapat menggunakan persamaa berikut :

$$R_f = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c}$$

$$R_f = \frac{1}{2.389} - \frac{1}{1573.46}$$

$$R_f = 0.417 m^2 \cdot ^\circ C / watt$$

Dimana :

R_f = Faktor pengotoran ($m^2 \cdot ^\circ C / watt$)

U_d = Koefisien perpindahan panas desain $\left(\frac{watt}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

U_c = Koef. perpindahan panas menyeluruh $\left(\frac{watt}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

8. Laju Kapasitas Kalor

Laju kapassita kalor dapat didapat dari persamaan berikut :

$$c_{tube} = \dot{m}_{tube} \cdot c_h$$

$$c_{tube} = 0.156 \frac{kg}{s} \cdot 4.185 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$$

$$c_{tube} = 0.653 \frac{kJ}{s \cdot ^\circ C}$$

$$c_{shell} = \dot{m}_{shell} \cdot c_c$$

$$c_{shell} = 0.481 \frac{kg}{s} \cdot 4.179 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$$

$$c_{shell} = 2.011 \frac{kJ}{s \cdot ^\circ C}$$

Dimana :

$$c_{tube} = \text{Kapasitas kalor tube } \left(\frac{kJ}{s \cdot ^\circ C} \right)$$

$$c_{shell} = \text{Kapasitas kalor shell } \left(\frac{kJ}{s \cdot ^\circ C} \right)$$

$$\dot{m}_{tube} = \text{Laju aliran massa pada tube } \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_{shell} = \text{Laju aliran massa pada shell } \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$c_c = \text{kalor jenis air pada suhu } 27^\circ C \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$$

$$c_h = \text{kalor jenis air pada suhu } 70^\circ C \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat, $c_{shell} > c_{tube}$ maka $c_{maks} = c_{shell}$ dan $c_{min} = c_{tube}$ Number of Transfer Unit (NTU)

NTU didapat dari persamaan berikut (Kays and London, Ref. 5) yang disesuaikan dengan jenis aliran yang digunakan. Untuk jenis aliran yang digunakan adalah *cross flow* dengan persamaan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{A_s \cdot U_d}{c_{min}}$$

$$NTU = \frac{0.598 \text{ m}^2 \cdot 2.389 \left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)}{0.653 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}}}$$

$$NTU = 2.186$$

Dimana:

$NTU = \text{Number of Transfer Unit}$

$A_s = \text{Luas permukaan tube (m}^2\text{)}$

$U_d = \text{Koefisien perpindahan panas desain } \left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$

$$c_{min} = c_{tube} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

9. Efisiensi Alat Penukar Kalor

Untuk efisiensi dari *heat exchanger* jenis ini dapat diketahui dari persamaan berikut :

$$c = \frac{c_{min}}{c_{max}}$$

$$c = \frac{0.653 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}}}{2.011 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot ^\circ\text{C}}}$$

$$c = 0.325$$

Maka sesuai pada tabel 13-4 (J.P. Holman, *Heat Transfer*), persamaan yang didapatkan adalah :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - c))}{1 - c \cdot \exp(-NTU(1 - c))}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-2.186(1 - 0.325))}{1 - 0.325 \cdot \exp(-2.186(1 - 0.325))} \cdot 100\%$$

$$\varepsilon = 83.33\%$$

Jadi untuk nilai efisiensi dari *heat exchanger* jenis *shell and concentric tube* posisi vertical sebesar 83.33%. Nilai efisiensi ini dikarenakan hasil bagi laju perpindahan kalor maksimal dengan laju perpindahan kalor yang dibutuhkan menghasilkan nilai tersebut, sehingga laju perpindahan kalor yang dibutuhkan dapat mencapai laju perpindahan kalor maksimum.

Untuk memudahkan dalam memahami inti dari perancangan dan perhitungan maka dapat dicermati tabel berikut ini:

Tabel 4. 1 Perancangan dan perhitungan *heat exchanger*

NO	PARAMETER	NILAI
1.	Diameter <i>tube</i>	0.0127 m
2.	Panjang <i>tube</i>	15 m
3.	Bahan <i>tube</i>	Tembaga
4.	Suhu inlet <i>tube</i>	70 – 75°C
5.	Suhu outlet <i>tube</i>	30 – 35°C
6.	Fluida didalam <i>tube</i>	Air Teh
7.	Diameter <i>shell</i>	0.3 m
8.	Panjang <i>shell</i>	0.4820 m
9.	Bahan <i>shell</i>	Aluminium
10.	Suhu inlet <i>shell</i>	25 – 27°C
11.	Suhu outlet <i>shell</i>	$\pm 40^{\circ}\text{C}$
12.	Fluida didalan <i>shell</i>	Air
13.	Perpindahan panas	26.147 Watt
14.	<i>Fouling factor</i>	$0.417\text{ m}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{W}$
15.	Efisiensi	83.33%

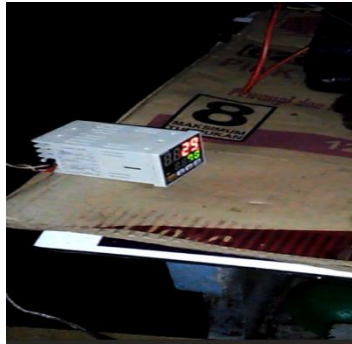
4.3 Hasil Pengujian

Pada *Plant* produksi teh tawar, *heat exchanger* diletakkan secara *vertical* tepat diatas *conveyor*. Peletakkan *heat exchanger* dibantu dengan adanya besi penyangga seperti gambar dibawah ini



Gambar 4. 3 Letak *heat exchanger* pada *plant*

Yang pertama dilakukan adalah memastikan bahwa didalam tube terdapat fluida cair didalamnya, dengan cara memasukan air dari *input tube* dan memompa fluida dari *output tube*. Fungsi dari memastikan fluida didalam *tube* untuk menghindari kavitasi didalam *tube*. Selanjutnya menghidupkan pompa pada fluida *shell*, yang berfungsi untuk mengalirkan air secara *continuous*.



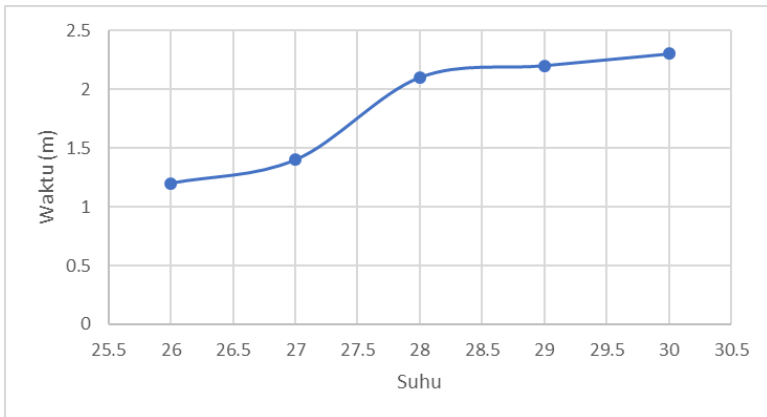
Gambar 4. 4 Suhu pengujian

Pengujian dilakukan dengan memberikan teh, dengan suhu masukan sebesar 70°C dan *set point outlet tube* yang ditentukan (30 – 35°C). Pengujian didalam *tube* menggunakan air sebanyak 4L, dengan komposisi 2L sebagai air yang ada didalam *tube*, dan 2L yang akan diisi didalam *tube*. Fluida keluaran akan mengalir pada *manual valve*, yang berfungsi sebagai media *output* sebelum dipasang *solenoid valve* dan sebagai *maintainance*. Pengujian suhu keluaran *tube* dapat diketahui menggunakan *temperature controller* (TC), dengan nilai hasil pengujian sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Pengujian fungsi waktu

NO	SUHU (°C)	WAKTU (m)
1	26	1.2
2	27	1.4
3	28	2.1
4	29	2.2
5	30	2.3
RATA-RATA	28	2.24

Dari hasil pengujian, bahwa *heat exchanger* jenis *shell and concentric tube* posisi vertical untuk mendinginkan teh dengan suhu masukan 70°C menjadi suhu *set point* $30 - 35^{\circ}\text{C}$ dibutuhkan waktu rata-rata 2.24 menit dengan suhu rata-rata sebesar 28°C , dengan hasil grafik rsuhu inlet *tube* dengan fungsi waktu sebagai berikut:



Gambar 4. 5 Grafik respon suhu inlet *tube* terhadap fungsi waktu

Nilai suhu yang terbaca dibawah *setpoint* dikarenakan adanya faktor lingkungan dimana pengujian dilakukan dilab yang mempunyai pendingin ruangan dengan *storage* fluida air berupa *opentank*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan sebelumnya dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. *Shell* berbentuk tabung terdapat 1 lubang di samping kanan dan kiri yang dipergunakan sebagai aliran *in and out*. Tabung terbuat dari *aluminium* dengan ketebalan 2mm, panjang 0,3m, diameter 0.5m dan *Tube* berbentuk silindris, *tube* terbuat dari tembaga dengan panjang 15 m dengan jumlah 16 lilitan, diameter dalam 0.0127 cm. Didalam *tube* akan mengalir teh panas bersuhu ($T = 70^{\circ}\text{C}$).
2. Nilai Efisiensi yang didapat dari hasil perhitungan pada *heat excghanger* yang dibuat sebesar 83.33% dan *fouling factor* sebesar $f = 0.417 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{watt}$

5.2 Saran

Dari hasil tugas akhir yang telah dilakukan dapat disarankan untuk:

1. Melakukan pengembangan *plant heat exchanger* dengan adanya pengendalian fluida panas ataupun fluida dingin yang terdapat di *heat exchanger* ini.
2. Sebelum memulai alangkah baiknya *heat exchanger* dalam kondisi *vacuum*, dimana dapat digunakan udara bertekanan untuk mendorong fluida- fluida yang ada didalamnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Bizzy, R.Setiadi, 2013, Studi perhitungan alat Penukar Kalor type Shell and tube dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI) , Jurnal Rekayasa Mesin Vol. 3 Universitas Sriwijaya, Palembang.

Chengel, Yunus A, “Heat Transfer”, McGraw-Hill, New York, 2007.

Eko Kiswoyo, Anwar ilmar, 2017, Perancangan dan Validasi Desain Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube Menggunakan Computational Fluid Dynamics, Dinamika Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Vol.8 Universitas Pancasila dan Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jakarta.

Incropera, Frank P., dan Dewitt, David P., “Fundamental of Heat and Mass Transfer”, 4th Edition, John Wiley and Sons, United States of America, 1996

J.P. Holman, “Heat Transfer”, 9th Edition, McGraw-Hill, 2002.

Tarrytown, “Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association”, 9th edition, New York 10591, 2007

LAMPIRAN

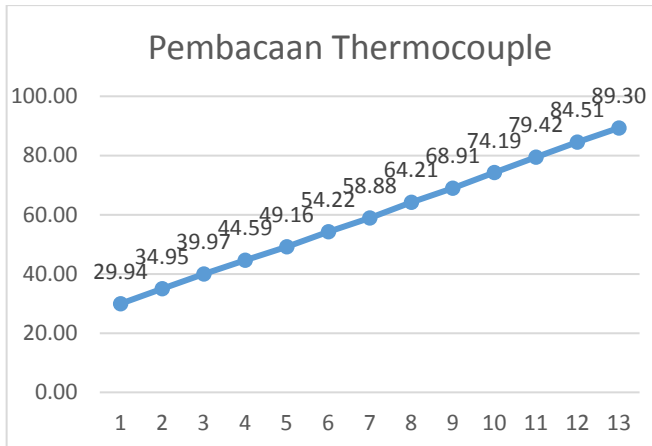
Data Hasil Pengujian Komponen

Pengujian yang dilakukan pada media *sensing / sensor* yang digunakan yaitu *thermocouple K-type*, pengujian dilakukan dengan pengambilan data pembacaan naik dan pembacaan turun yang dilakukan di rentang suhu 30 – 90°C, dengan data hasil pembacaan sebagai berikut :

Tabel data uji *thermocouple*

No	T Standar (°C)	T Thermocouple (°C)
1	30	29.94
2	35	34.95
3	40	39.97
4	45	44.59
5	50	49.16
6	55	54.22
7	60	58.88
8	65	64.21
9	70	68.91
10	75	74.19
11	80	79.42
12	85	84.51
13	90	89.30

Dari nilai yang didapat pada tabel diatas dapat diketahui grafik hasil pembacaan dari sensor *thermocouple k-type*. Pembacaan sesor suhu dilakukan pembacaan naik dari suhu 30 – 90°C yang nanti hasil pembacaan dibandingkan dengan dengan pembacaan alat standard. Alat standart yang digunakan menggunakan ro-tronic HygroPalm dengan sajian dalam grafik sebagai berikut :



Gambar Grafik pembacaan *thermocouple*

Dari data yang didapat dapat diketahui :

Tabel Karakteristik sensor *thermocouple k-type*

$S. Deviasi =$	0.37
$Ua1 =$	0.10
$b = \frac{(n \cdot (\sum X \cdot Di)) - (\sum X \cdot \sum Di)}{(n \cdot \sum X^2) - (\sum X)^2}$	
	0.01
$a = (\overline{Di} - b \cdot \bar{x})$	
	0.059802198
$SSR =$	0.730936634
$Ua2 = \sqrt{\frac{SSR}{n - 2}}$	
	0.257776618
$Ub 1 = \frac{\frac{1}{2} \cdot Resolusi}{\sqrt{3}}$	
	0.024056261
$Ub 2 = \frac{a}{k}$	
	0.0382263
$Uc = \sqrt{Ua1^2 + Ua2^2 + Ub1^2 + Ub2^2}$	
	0.281198339
$U exp = Uc \cdot k$	
	0.613012379

Program Pembacaan Sensor *Thermocouple K-type*

This program was created by the CodeWizardAVR V3.32a
Automatic Program Generator

© Copyright 1998-2017 Pavel Haiduc, HP InfoTech s.r.l.

<http://www.hpinfotech.com>

Project :

Version :

Date : 5/30/2018

Author :

Company :

Comments:

Chip type : ATmega32A

Program type : Application

AVR Core Clock frequency: 16.000000 MHz

Memory model : Small

External RAM size : 0

Data Stack size : 512

**/

```
#include <mega32a.h>
```

```
#include <delay.h>
```

```
// SPI functions
```

```
#include <spi.h>
```

```

// Alphanumeric LCD functions
#include <alcd.h>

// Declare your global variables here

// Voltage Reference: AREF pin
#define ADC_VREF_TYPE ((0<<REFS1) | (0<<REFS0) |
(0<<ADLAR))

// Read the AD conversion result
unsigned int read_adc(unsigned char adc_input)
{
    ADMUX=adc_input | ADC_VREF_TYPE;
    // Delay needed for the stabilization of the ADC input voltage
    delay_us(10);
    // Start the AD conversion
    ADCSRA|=(1<<ADSC);
    // Wait for the AD conversion to complete
    while ((ADCSRA & (1<<ADIF))==0);
    ADCSRA|=(1<<ADIF);
    return ADCW;
}

// Declare your global variables here
// SPI functions
#include <spi.h>
#include <stdio.h>
unsigned result;
/* LCD display buffer */
char lcd_buffer[33];

```

```

void main(void)
{
// Port B initialization
// Function: Bit7=Out Bit6=In Bit5=Out Bit4=Out Bit3=In Bit2=In
Bit1=In Bit0=In
DDRB=(1<<DDB7) | (0<<DDB6) | (1<<DDB5) | (1<<DDB4) |
(0<<DDB3) | (0<<DDB2) | (0<<DDB1) | (0<<DDB0);
// State: Bit7=0 Bit6=T Bit5=0 Bit4=0 Bit3=T Bit2=T Bit1=T
Bit0=T
PORTB=(0<<PORTB7) | (0<<PORTB6) | (0<<PORTB5) |
(0<<PORTB4) | (0<<PORTB3) | (0<<PORTB2) | (0<<PORTB1) |
(0<<PORTB0);
// SPI initialization
// SPI Type: Master
// SPI Clock Rate: 2764,800 kHz
// SPI Clock Phase: Cycle Start
// SPI Clock Polarity: Low
// SPI Data Order: MSB First
SPCR=(0<<SPIE) | (1<<SPE) | (0<<DORD) | (1<<MSTR) |
(0<<CPOL) | (0<<CPHA) | (0<<SPR1) | (0<<SPR0);
SPSR=(0<<SPI2X);
// Alphanumeric LCD initialization
// Connections are specified in the
// Project|Configure|C Compiler|Libraries|Alphanumeric LCD
menu:
// RS - PORTA Bit 0
// RD - PORTA Bit 1
// EN - PORTA Bit 2
// D4 - PORTA Bit 4
// D5 - PORTA Bit 5
// D6 - PORTA Bit 6

```

```

// D7 - PORTA Bit 7
// Characters/line: 16
lcd_init(16);
PORTC.4 = 1;

while (1)
{
    // Place your code here
    /* read the MSB using SPI */
    PORTB.4=0;
    result=(unsigned) spi(0)<<8;
    /* read the LSB using SPI and combine with MSB */
    result|=spi(0);
    /* calculate the voltage in [mV] */
    result=(unsigned) (((unsigned long) result*5000)/4096L);

    PORTB.4=1;
    sprintf(lcd_buffer,"Uadc=%4umV",result);
    // sprintf(lcd_buffer,"TA LANI",result);
    lcd_clear();
    lcd_gotoxy(0,0);lcd_puts(lcd_buffer);
    sprintf(lcd_buffer,"Uadc=%4u.%u
%cC",result/40,(result%40),0xDF);
    //lcd_clear();
    lcd_gotoxy(0,1);lcd_puts(lcd_buffer);
    delay_ms(100);
    if(result > 35)
    {
        PORTC.4 = 0;
    }
    else if(result > 0 && result <= 35)

```

```
{  
    PORTC.4 = 1;  
}  
  
}
```

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 14 Desember 1996. Merupakan anak terakhir dari 2 bersaudara. Penulis telah menyelesaikan studi di SMAN 20 Surabaya, dan kemudian melanjutkan kuliah di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Departemen Teknik Instrumentasi, Program Studi DIII Teknologi Instrumentasi pada tahun 2015. Bidang minat yang ditekuni yaitu Instrumentasi. Pengalaman Kerja

Praktek di PT. PLTP Geodipa Unit Dieng, dengan judul : *Automatic Hydraulic Control Valve Pada Sistem Hotwell Pump Di Power Plant Pt. Geo Dipa Energi (Persero) Unit Dieng Jawa Tengah*. Penulis aktif dalam kepanitian dan juga organisasi mahasiswa.

Email : maulaniwoodley@gmail.com
No. HP : 089678368474